

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Masahiro YAMAMOTO et al.
Title: V-BELT CONTINUOUSLY VARIABLE
TRANSMISSION
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 08/28/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

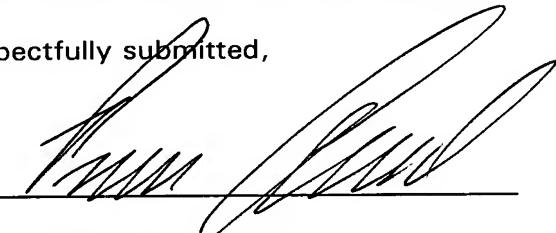
The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-250462 filed 08/29/2002.

Respectfully submitted,

By


Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

Date August 28, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162

Facsimile: (202) 672-5399

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 8月29日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-250462

[ST.10/C]:

[JP 2002-250462]

出 願 人

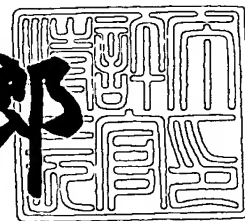
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 5月 6日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3032717

【書類名】 特許願

【整理番号】 GM0205045

【提出日】 平成14年 8月29日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 61/00

【発明の名称】 ベルト式無段変速機

【請求項の数】 3

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

 【氏名】 山本 雅弘

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

 【氏名】 田中 緑

【特許出願人】

 【識別番号】 000231350

 【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100075513

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 後藤 政喜

【選任した代理人】

 【識別番号】 100084537

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 松田 嘉夫

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 019839

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0208259

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ベルト式無段変速機

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

油圧に応じて溝幅が変化する入力側のプライマリプーリと、
油圧に応じて溝幅が変化する出力側のセカンダリプーリと、
前記プライマリプーリと前記セカンダリプーリとに巻き掛けられ、前記溝幅に
応じてプーリ接触半径が変化するベルトとを備えたベルト式無段変速機であって
、
ベルトのトルク容量と現在のプーリ比とを達成可能な定常油圧をプーリ毎に算出
する定常油圧算出手段と、
目標変速速度を決定する目標変速速度決定手段と、
目標変速速度を達成可能な過渡油圧を算出する過渡油圧算出手段と、
変速比を大きくするときには、前記プライマリプーリに前記定常圧を供給し、
前記セカンダリプーリに前記定常油圧に前記過渡油圧を増圧して供給する油圧制
御手段とを備えた
ことを特徴とするベルト式無段変速機。

【請求項 2】

前記過渡油圧算出手段は、前記目標変速速度を前記プーリのストローク速度に
変換し、該プーリのストローク速度と現在のプーリ比とから前記過渡油圧を算出
する
ことを特徴とする請求項 1 に記載のベルト式無段変速機。

【請求項 3】

油圧ポンプからの油圧をライン圧として調圧する調圧弁と、
前記ライン圧に基づいて、前記プライマリプーリ及び前記セカンダリプーリに
供給する油圧をそれぞれ調圧する制御弁とを備え、
前記調圧弁は前記ライン圧を、前記プライマリプーリと前記セカンダリプーリ
とに供給する圧力のうち、いずれか大きい方の圧力と等しくなるように調圧する
ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のベルト式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車等の発動機の回転を駆動輪に伝達する動力伝達システムに好適に使用されるベルト式無段変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

自動車等に搭載する変速機としては、従来より、例えばベルト式無段変速機といわれるものが知られている。このベルト式無段変速機は、エンジンの回転を入力するプライマリプーリと、駆動輪に回転を出力するセカンダリプーリと、プライマリプーリの回転をセカンダリプーリに伝達するにVベルトとを備えており、Vベルトのプライマリプーリ及びセカンダリプーリに対する接触半径（有効半径）の比率（プーリ比）を調整することで、入力と出力の回転数の比率（変速比）を調整する。

【0003】

このようなベルト式無段変速機としては、例えば、特開平3-181659号公報に記載のものがある。この公報では、特に変速制御性を容易かつ向上させ、異常時にも容易に対処可能な無段変速機の制御装置が開示されている。すなわち、定常時（一定のプーリ比を保持するとき）の入力トルク及びプーリ比に基づいて必要プライマリ圧を算出し、これに応じた目標プライマリ圧の電気信号をプライマリ制御弁に入力してプライマリ圧を制御して、定常時には油圧で各プーリ比を保つ。また、過渡時（プーリ比を変更するとき）には、流量制御系で変速速度を達成するのに必要な圧力を算出し、これを油圧に加減算して目標プライマリ圧を増減することで、プライマリ制御弁によりプライマリ圧を増してアップシフトし、減じてダウンシフトするように変速制御する。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、前述した公報の制御では、ダウンシフト時にプライマリ圧を低下させるので、プライマリプーリのトルク容量が低下しすぎてベルトが滑る可能性がある

り、ベルトの耐久性を悪化させるおそれがあった。

【 0 0 0 5 】

本発明は、このような従来の問題点に着目してなされたものであり、ダウンシフト時にベルトを滑らせることのないベルト式無段変速機を提供することを目的としている。

【 0 0 0 6 】

【課題を解決するための手段】

本発明は、以下のような解決手段により、前記課題を解決する。

第 1 の発明は、油圧に応じて溝幅が変化する入力側のプライマリプーリと、油圧に応じて溝幅が変化する出力側のセカンダリプーリと、前記プライマリプーリと前記セカンダリプーリとに巻き掛けられ、前記溝幅に応じてプーリ接触半径が変化するベルトとを備えたベルト式無段変速機であって、ベルトのトルク容量と現在のプーリ比とを達成可能な定常油圧をプーリ毎に算出する定常油圧算出手段と、目標変速速度を決定する目標変速速度決定手段と、目標変速速度を達成可能な過渡油圧を算出する過渡油圧算出手段と、変速比を大きくするときには、前記プライマリプーリに前記定常圧を供給し、前記セカンダリプーリに前記定常油圧に前記過渡油圧を増圧して供給する油圧制御手段とを備えたことを特徴とする。

【 0 0 0 7 】

【作用・効果】

第 1 の発明によれば、プライマリプーリ及びセカンダリプーリの両方に現在のプーリ比とベルトのトルク容量とを達成する定常油圧を供給しながら、ダウンシフト時にセカンダリプーリへ目標変速速度を達成可能な過渡油圧を増圧してプーリ比を変化させるので、プーリのトルク容量は常に確保した状態で変速が行われることとなり、ダウンシフトのときにプライマリプーリの油圧を低下させすぎてベルトが滑るといったことを防止できて、ベルトの耐久性の悪化を防止できる。

【 0 0 0 8 】

【発明の実施の形態】

以下、図面等を参照して、本発明の実施の形態について、さらに詳しく説明する。

【 0 0 0 9 】

図 1 は本発明によるベルト式無段変速機の一実施形態を示す概略構成図である。

【 0 0 1 0 】

ベルト式無段変速機 1 0 は、プライマリプーリ 1 1 と、セカンダリプーリ 1 2 と、Vベルト 1 3 と、CVTコントロールユニット 2 0 と、油圧コントロールユニット 3 0 とを備える。

【 0 0 1 1 】

プライマリプーリ 1 1 は、このベルト式無段変速機 1 0 にエンジン 1 の回転を入力する入力軸側のプーリである。プライマリプーリ 1 1 は、入力軸 1 1 d と一体となって回転する固定円錐板 1 1 b と、この固定円錐板 1 1 b に対向配置されて V 字状のプーリ溝を形成するとともに、プライマリプーリシリンダ室 1 1 c へ作用する油圧（プライマリ圧）によって軸方向へ変位可能な可動円錐板 1 1 a とを備える。プライマリプーリ 1 1 は、前後進切り替え機構 3、ロックアップクラッチを備えたトルクコンバータ 2 を介してエンジン 1 に連結され、そのエンジン 1 の回転を入力する。プライマリプーリ 1 1 の回転速度は、プライマリプーリ回転速度センサ 2 6 によって検出される。

【 0 0 1 2 】

Vベルト 1 3 は、プライマリプーリ 1 1 及びセカンダリプーリ 1 2 に巻き掛けられ、プライマリプーリ 1 1 の回転をセカンダリプーリ 1 2 に伝達する。

【 0 0 1 3 】

セカンダリプーリ 1 2 は、Vベルト 1 3 によって伝達された回転をディファレンシャル 4 に出力する。セカンダリプーリ 1 2 は、出力軸 1 2 d と一体となって回転する固定円錐板 1 2 b と、この固定円錐板 1 2 b に対向配置されて V 字状のプーリ溝を形成するとともに、セカンダリプーリシリンダ室 1 2 c へ作用する油圧（セカンダリ圧）に応じて軸方向へ変位可能な可動円錐板 1 2 a とを備える。なお、セカンダリプーリシリンダ室 1 2 c の受圧面積は、プライマリプーリシリンダ室 1 1 c の受圧面積と略等しく設定されている。

【 0 0 1 4 】

セカンダリプーリ 1 2 は、アイドラギア 1 4 及びアイドラシャフトを介してディファレンシャル 4 を連結しており、このディファレンシャル 4 に回転を出力する。セカンダリプーリ 1 2 の回転速度は、セカンダリプーリ回転速度センサ 2 7 によって検出される。なお、このセカンダリプーリ 1 2 の回転速度から車速を算出することができる。

【 0 0 1 5 】

C V T コントロールユニット 2 0 は、インヒビタスイッチ 2 3、アクセルペダルストローク量センサ 2 4、油温センサ 2 5、プライマリプーリ回転速度センサ 2 6、セカンダリプーリ回転速度センサ 2 7 等からの信号や、エンジンコントロールユニット 2 1 からの入力トルク情報に基づいて、プーリ比（セカンダリプーリ 1 2 の有効半径をプライマリプーリ 1 1 の有効半径で除した値であり、変速比と同義である。）や接触摩擦力を決定し、油圧コントロールユニット 3 0 に指令を送信して、ベルト式無段変速機 1 0 を制御する。

【 0 0 1 6 】

油圧コントロールユニット 3 0 は、C V T コントロールユニット 2 0 からの指令に基づいて応動する。油圧コントロールユニット 3 0 は、プライマリプーリ 1 1 及びセカンダリプーリ 1 2 に対して油圧を供給し、可動円錐板 1 1 a 及び可動円錐板 1 2 a を回転軸方向に往復移動させる。

【 0 0 1 7 】

可動円錐板 1 1 a 及び可動円錐板 1 2 a が移動するとプーリ溝幅が変化する。すると、Vベルト 1 3 が、プライマリプーリ 1 1 及びセカンダリプーリ 1 2 上で移動する。これによって、Vベルト 1 3 のプライマリプーリ 1 1 及びセカンダリプーリ 1 2 に対する接触半径が変わり、プーリ比及びVベルト 1 3 の接触摩擦力がコントロールされる。

【 0 0 1 8 】

エンジン 1 の回転が、トルクコンバータ 2、前後進切り替え機構 3 を介してベルト式無段変速機 1 0 へ入力され、プライマリプーリ 1 1 からVベルト 1 3、セカンダリプーリ 1 2 を介してディファレンシャル 4 へ伝達される。

【 0 0 1 9 】

アクセルペダルが踏み込まれたり、マニュアルモードでシフトチェンジされると、プライマリプーリ 1 1 の可動円錐板 1 1 a 及びセカンダリプーリ 1 2 の可動円錐板 1 2 a を軸方向へ変位させて、V ベルト 1 3 との接触半径を変更することにより、プーリ比を連続的に変化させる。

【 0 0 2 0 】

図 2 は本発明によるベルト式無段変速機の油圧コントロールユニット及び C V T コントロールユニットの概念図である。

【 0 0 2 1 】

油圧コントロールユニット 3 0 は、レギュレータバルブ 3 1 と、変速制御弁 3 2 と、減圧弁 3 3 とを備え、油圧ポンプ 3 4 から供給される油圧を制御してプライマリプーリ 1 1 及びセカンダリプーリ 1 2 に供給する。

【 0 0 2 2 】

レギュレータバルブ 3 1 は、ソレノイドを有し、油圧ポンプ 3 4 から圧送された油の圧力を、C V T コントロールユニット 2 0 からの指令（例えば、デューティ信号など）に応じて運転状態に応じて所定のライン圧 P L に調圧する調圧弁である。

【 0 0 2 3 】

変速制御弁 3 2 は、プライマリプーリシリンダ室 1 1 c の油圧（以下「プライマリ圧」という）を後述するプライマリプーリ目標圧となるよう制御する制御弁である。変速制御弁 3 2 は、メカニカルフィードバック機構を構成するサーボリンク 5 0 に連結され、サーボリンク 5 0 の一端に連結されたステップモータ 4 0 によって駆動されるとともに、サーボリンク 5 0 の他端に連結したプライマリプーリ 1 1 の可動円錐板 1 1 a から溝幅、つまり実プーリ比のフィードバックを受ける。変速制御弁 3 2 は、スプール 3 2 a の変位によってプライマリプーリシリンダ室 1 1 c への油圧の吸排を行って、ステップモータ 4 0 の駆動位置で指令された目標プーリ比となるようにプライマリ圧を調整し、実際に変速が終了するとサーボリンク 5 0 からの変位を受けてスプール 3 2 a を閉弁位置に保持する。

【 0 0 2 4 】

減圧弁 3 3 は、ソレノイドを備え、セカンダリプーリシリンダ室 1 2 c への供

給圧（以下「セカンダリ圧」という）を後述するセカンダリプーリ目標圧に制御する制御弁である。

【 0 0 2 5 】

油圧ポンプ 3 4 から供給され、レギュレータバルブ 3 1 によって調圧されたライン圧 P L は、変速制御弁 3 2 と、減圧弁 3 3 にそれぞれ供給される。

【 0 0 2 6 】

プライマリプーリ 1 1 及びセカンダリプーリ 1 2 のプーリ比は、C V T コントロールユニット 2 0 からの変速指令信号に応じて駆動されるステップモータ 4 0 によって制御され、ステップモータ 4 0 に応動するサーボリンク 5 0 の変位に応じて変速制御弁 3 2 のスプール 3 2 a が駆動され、変速制御弁 3 2 に供給されたライン圧 P L が調整されてプライマリ圧をプライマリプーリ 1 1 へ供給し、溝幅が可変制御されて所定のプーリ比に設定される。

【 0 0 2 7 】

C V T コントロールユニット 2 0 は、インヒビタースイッチ 2 3 からのセレクト位置、アクセルペダルストローク量センサ 2 4 からのアクセルペダルストローク量、油温センサ 2 5 からベルト式無段変速機 1 0 の油温や、プライマリプーリ速度センサ 2 6 、セカンダリプーリ速度センサ 2 7 、油圧センサ 2 8 からの信号等を読み込んでプーリ比や V ベルト 1 3 の接触摩擦力を可変制御する。なお、油圧センサ 2 8 は、セカンダリプーリのシリンダ室 1 2 c にかかるセカンダリ圧を検出するセンサである。

【 0 0 2 8 】

C V T コントロールユニット 2 0 は、車速やスロットル開度等に応じて目標のプーリ比を決定し、ステップモータ 4 0 を駆動して現在のプーリ比を目標のプーリ比へ向けて制御する変速制御部 2 0 1 と、入力トルクやプーリ比、油温、目標変速速度などに応じて、プライマリプーリ 1 1 とセカンダリプーリ 1 2 の推力を制御するプーリ圧（油圧）制御部 2 0 2 から構成される。

【 0 0 2 9 】

プーリ圧制御部 2 0 2 は、入力トルク情報、プライマリプーリとセカンダリプーリとのプーリ比、油温からライン圧の目標値を決定し、レギュレータバルブ 3

1 のソレノイドを駆動することでライン圧の制御を行い、また、セカンダリ圧の目標値を決定して、油圧センサ 2 8 の検出値と目標値とに応じて減圧弁 3 3 のソレノイドを駆動して、フィードバック制御（閉ループ制御）によりセカンダリ圧を制御する。

【 0 0 3 0 】

図 3 は本発明によるベルト式無段変速機の制御を説明するフローチャートである。

【 0 0 3 1 】

まず、ステップ S 1 では、プライマリプーリが必要とする定常用の推力（P R I 定常推力：現在のプーリ比を達成するとともに、ベルトのトルク容量を達成する（滑らせずに現在のトルクを伝達可能）のに必要な推力）及びセカンダリプーリが必要とする定常用の推力（S E C D 定常推力）を求める。具体的な内容は後述する。

【 0 0 3 2 】

ステップ S 2 では、過渡用（プーリ比を変更するとき）、すなわち変速に必要な推力差であるプライマリプーリの推力補正量（P R I 過渡推力補正量）及びセカンダリプーリの推力補正量（S E C 過渡推力補正量）を計算する。具体的な計算方法については後述する。

【 0 0 3 3 】

次に、ステップ S 3 においてアップシフトかダウンシフトかを判断する。なお、この判断は、ステップ S 2（より具体的には後述するステップ S 2 1）で求めた目標変速速度によって判断する。

【 0 0 3 4 】

ここで、アップシフトであればステップ S 4 に進み、P R I 定常推力に P R I 過渡推力補正量を加算した値を、プライマリプーリ目標推力（P R I 目標推力）とする。さらに、ステップ S 5 において、S E C D 定常推力を、セカンダリプーリ目標推力（S E C D 目標推力）とする。

【 0 0 3 5 】

一方、ダウンシフトのときはステップ S 6 に進み、S E C D 定常推力に S E C

D 過渡推力補正量を加算した値を、セカンダリプーリ目標推力（SEC D 目標推力）とする。さらに、ステップ S 7 において、PRI 定常推力を、プライマリプーリ目標推力（PRI 目標推力）とする。

【 0 0 3 6 】

そして、ステップ S 8 において、PRI 目標推力をプライマリプーリの受圧面積（PRI 面積）で除算した値を、プライマリプーリ目標圧（PRI 目標圧）とし、ステップ S 9 において、SEC D 目標推力をセカンダリプーリの受圧面積（SEC D 面積）で除算した値を、セカンダリプーリ目標圧（SEC D 目標圧）とする。

【 0 0 3 7 】

そして、ステップ S 1 0 において、PRI 目標圧及び SEC D 目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（PL 目標圧）とし、ライン圧がこの PL 目標圧を満するように、レギュレータバルブ 3 1 のソレノイドを制御する。

【 0 0 3 8 】

図 4 は、プライマリプーリ及びセカンダリプーリの定常用（一定プーリ比保持時）の推力を計算するサブルーチンのフローチャートである。また、図 5 はプーリ比とプーリの推力との関係を示す推力マップであり、図 5（A）はプライマリプーリ用の推力マップ、図 5（B）はセカンダリプーリ用の推力マップである。

【 0 0 3 9 】

ステップ S 1 1 において、プライマリプーリ 1 1 への入力トルクを計算する。例えば、エンジンコントロールユニット 2 1 からの入力トルク情報であるエンジンの実トルクに、トルクコンバータ 2 のトルク比を乗算したものをプライマリプーリ 1 1 への入力トルクとして算出する。

【 0 0 4 0 】

ステップ S 1 2 において、プライマリプーリ速度センサ 2 6 とセカンダリプーリ速度センサ 2 7 とで検出された値から現在のプーリ比（実プーリ比）を計算する。

【 0 0 4 1 】

ステップ S 1 3 において、プライマリプーリ用の推力マップ（図 5（A））か

らプライマリプーリの定常用の推力（PRI 定常推力）を求め、セカンダリプーリ用の推力マップ（図 5（B））からセカンダリプーリの定常用の推力（SEC D 定常推力）を求める。

【 0 0 4 2 】

なお、図 5（A）（B）の推力マップは、横軸がプーリ比、縦軸が推力を示す。プーリ比は、図中の右側ほど大きくロー側である。このプーリ比と推力との関係は入力トルク毎に設定されており、プーリ比が同じでも入力トルクが大きいほど大きな推力に設定されている。

【 0 0 4 3 】

また、プライマリプーリの定常用の推力とセカンダリプーリの定常用の推力とを比較すると、図 5（A）（B）からわかるように、プーリ比が小さいときはプライマリプーリの推力の方が大きく、プーリ比が大きいときはセカンダリプーリの推力の方が大きな値に設定されている。したがって、図 5（A）のプライマリプーリの線図の方が図 5（B）のセカンダリプーリの線図よりも傾斜が緩い。

【 0 0 4 4 】

図 6 は過渡用（プーリ比変更時）のプライマリプーリ及びセカンダリプーリの推力補正量を算出するサブルーチンのフローチャートである。図 7 は変速線図、図 8 はプーリ比に対するプーリストローク速度倍率マップ、図 9 はプーリのストローク速度に対するプーリの推力補正量を示すマップであり、図 9（A）はプライマリプーリ用マップ、図 9（B）はセカンダリプーリ用マップである。

【 0 0 4 5 】

ステップ S 2 1 において、時々刻々の目標変速速度を算出し決定する。例えば、車速とスロットル開度とに基づき図 7 の変速線図を参照して、最終的な目標プーリ比である到達プーリ比を算出する。さらに、アップシフト、ダウンシフト、踏み込みダウンシフトといった変速種毎に設定された目標時定数を参照し、到達プーリ比を 1 次遅れで目標時定数分遅らせて目標プーリ比を算出する。そして、到達プーリ比から目標プーリ比を減算して目標時定数で除算したものを目標変速速度として決定する。

【 0 0 4 6 】

ステップ S 2 2 において、実プーリ比に対するプーリストローク速度倍率マップ（図 8）から実プーリ比に対するプーリのストローク速度の倍率を求め、ステップ S 2 3 において、その倍率にステップ S 2 1 で算出した目標変速速度を乗算してプーリのストローク速度を算出する。

【 0 0 4 7 】

そして、ステップ S 2 4 において、プライマリプーリ用のマップ（図 9（A））及びセカンダリプーリの用マップ（図 9（B））からプーリストローク速度に応じたプーリの推力補正量を求める。

【 0 0 4 8 】

図 1 0 は、踏み込みダウンシフト及び足離しアップシフトを行うときのタイムチャートである。

【 0 0 4 9 】

アクセルペダルが時刻 t_1 で急激に踏み込まれ、時刻 t_3 で急激に足離し（戻される）の場合を想定して説明する。

【 0 0 5 0 】

アクセルペダルが時刻 t_1 で急激に踏み込まれた場合には、プーリ比を O D 側から L O 側へとダウンシフトさせることになる。そのとき、算出された目標変速速度に基づいて変速に必要な推力差分を過渡推力補正量としてセカンダリプーリ側の S E C 定常推力に加算し、これをセカンダリプーリの目標推力とすることで、変速に必要な油圧分をセカンダリプーリ側に増圧している（図 1 0 ハッチング部分）。この間、プライマリプーリ圧は、定常用の推力から算出される油圧（定常用の圧力）のままである。また、この時刻 t_1 から t_2 の間は、アクセルペダルの踏み込みにともない入力トルクが増加するとともに実プーリ比がダウンシフトし続けるため、P R I 定常推力、S E C 定常推力に対応するプライマリ圧及びセカンダリ圧は増加しつづける。すなわち、この時刻 $t_1 \sim t_2$ では、ステップ S 1 において、プライマリプーリ 1 1 への入力トルク、現在のプーリ比（実プーリ比）とから、プライマリプーリの定常用の推力（P R I 定常推力）と、セカンダリプーリの定常用の推力（S E C D 定常推力）を算出する。ステップ S 2 にて、時々刻々の目標変速速度を算出し、実プーリ比に対するプーリストローク速度

倍率マップ（図 8）から実プーリ比に対するプーリのストローク速度の倍率を求め、その倍率に目標変速速度を乗算してプーリのストローク速度を算出し、プーリストローク速度に応じたプーリ過渡推力補正量を求める。ステップ S 3 にて、目標変速速度からダウンシフト判定を行いステップ S 6 へ進み、S E C D 定常推力に S E C D 過渡推力補正量を加算した値をセカンダリプーリ目標推力（S E C D 目標推力）に設定するとともに、ステップ S 7 において、P R I 定常推力をプライマリプーリ目標推力（P R I 目標推力）に設定し、ステップ S 8、ステップ S 9 にて、P R I 目標推力、S E C 目標推力をそれぞれのプーリの受圧面積で除算し、プライマリプーリ目標圧（P R I 目標圧）とセカンダリプーリ目標圧（S E C D 目標圧）とを算出する。ステップ S 1 0 に進んで、P R I 目標圧及び S E C D 目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（P L 目標圧）とし、ライン圧がこの P L 目標圧を満足するように、レギュレータバルブ 3 1 のソレノイドを制御する。そして、実プーリ比が到達プーリ比になる時刻 t_2 までこのステップが繰り返される。

【 0 0 5 1 】

そして、時刻 t_2 において、実プーリ比が到達プーリ比に一致すると、目標変速速度から算出されるプーリの過渡推力補正量が 0 となるため、プライマリプーリの目標推力である P R I 目標推力及びセカンダリプーリの目標推力である S E C D 推力は、どちらも定常用推力のみの値となり（P R I 定常推力、S E C D 定常推力）、その結果、アクセルペダルストロークが変わらず、入力トルクの変化もないことから、プライマリ圧、セカンダリ圧は一定値のままとなる。

その後、アクセルペダルが時刻 t_3 で急激に戻されると、時刻 $t_3 \sim t_4$ でプーリ比を L O 側から O D 側へとアップシフトさせることになる。そのとき、算出された目標変速速度に基づいて変速に必要な推力差分を推力補正量としてプライマリプーリ側の P R I 定常推力に加算し、これをプライマリプーリの目標推力とすることで、変速に必要な油圧分をプライマリプーリ側に増圧している（図 1 0 ハッチング部分）。この間、セカンダリプーリ圧は、定常用の推力から算出される油圧（定常用の圧力）のままである。また、この時刻 $t_3 \sim t_4$ の間は、アクセルペダルの戻し（足離し）にともない入力トルクが減少するとともに実プーリ比

がアップシフトし続けるため、算出されるPRI定常推力、SEC定常推力も減少しつづける。すなわち、この時刻 $t_3 \sim t_4$ では、ステップS1において、プライマリプーリ11への入力トルク、現在のプーリ比（実プーリ比）とから、プライマリプーリの定常用の推力（PRI定常推力）と、セカンダリプーリの定常用の推力（SEC定常推力）とを算出する。ステップ2にて、時々刻々の目標変速速度を算出し、実プーリ比に対するプーリストローク速度倍率マップ（図8）から実プーリ比に対するプーリのストローク速度の倍率を求め、その倍率に目標変速速度を乗算してプーリのストローク速度を算出し、プーリストローク速度に応じたプーリの推力補正量を求める。ステップS3にて、目標変速速度からアップシフト判定を行いステップS4へ進み、PRI定常推力にPRI過渡推力補正量を加算した値をプライマリプーリ目標推力（PRI目標推力）に設定するとともに、ステップS5において、SEC定常推力をセカンダリプーリ目標推力（SEC目標推力）に設定し、ステップS8、ステップS9にて、PRI目標推力、SEC目標推力をそれぞれのプーリの受圧面積で除算し、プライマリプーリ目標圧（PRI目標圧）とセカンダリプーリ目標圧（SEC目標圧）とを算出する。ステップS10に進んで、PRI目標圧及びSEC目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（PL目標圧）とし、ライン圧がこのPL目標圧を満足するように、レギュレータバルブ31のソレノイドを制御する。そして、実プーリ比が到達プーリ比になる時刻 t_4 までこのステップが繰り返される。

【0052】

本実施形態によれば、現在のプーリ比とベルトのトルク容量とを達成するのに必要な推力から算出される定常用の油圧と、変速に必要な推力差から算出される過渡用の油圧とを算出し、この過渡用の油圧分をアップシフトであればプライマリ圧の定常用の油圧に補正量として増圧し、ダウンシフトであればセカンダリ圧の定常用の油圧に補正量として増圧するように構成したことにより、定常用の油圧に過渡用の油圧を増圧してプーリ比を変化させるので、プーリのトルク容量は常に確保した状態で変速が行われることとなり、例えばダウンシフトのときにプライマリプーリの油圧を低下させすぎてベルトが滑るといったことを防止できて、ベルトの耐久性の悪化を防止できる。

【 0 0 5 3 】

また、従来は、目標プーリ比及び実プーリ比をそれぞれプーリストローク位置にいったん変換し、その偏差に応じて変速流量（＝プーリストローク速度）を求めることで変速流量を求めているが、プーリのストローク量及びプーリ比はリニアに変化する関係ではなく両者の関係は非線形であるので、必要な変速速度で変速を制御することが困難であった。しかしながら、本実施の形態では、時々刻々の目標変速速度を算出し、さらに目標変速速度とプーリのストローク速度とのゲインを実プーリ比の関数として予め設定しておき、目標変速速度に上記ゲインを乗算してプーリストローク速度に応じた過渡推力補正量を増圧するようにしたので、変速制御で使用される目標変速速度の情報を油圧制御にも使用が可能となり、必要な変速速度で変速を制御することが容易になる。

【 0 0 5 4 】

さらに、PRI目標圧及びSECD目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（PL目標圧）とし、ライン圧がこのPL目標圧を満足するように、レギュレータバルブ31のソレノイドを制御するようにしたので、プライマリ圧及びセカンダリ圧が確実に保証されるとともに、ライン圧を無駄に上昇させることがないため、燃費の悪化も防止できる。

【 0 0 5 5 】

以上説明した実施形態に限定されることなく、その技術的思想の範囲内において種々の変形や変更が可能であり、それらも本発明と均等であることは明白である。

【 0 0 5 6 】

例えば、本実施の形態では、プライマリ圧及びセカンダリ圧を算出するにあたり、定常用の推力と過渡用の推力補正量を算出して加算した後で油圧に換算するようにしているが、これに限られるものではなく、定常用の推力と過渡用の推力とをそれぞれ油圧に換算した後で、アップシフトやダウンシフトの変速種に応じて加算して、プライマリ圧及びセカンダリ圧を算出しても同様の効果が得られる。

更に、増圧補正量を油温等に応じて変更するようにしてもよい。例えば、油温が

所定値以下となる低温時や、油温が所定値以上の高温時には増圧補正量が大きくなるように変更してもよい。

【 0 0 5 7 】

また、目標変速速度の決定処理について、一例を図 6 のフローチャートで示したが、これに限られるものではなく、他の適宜の処理によって算出できることは言うまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明によるベルト式無段変速機の一実施形態を示す概略構成図である。

【図 2】

発明によるベルト式無段変速機の油圧コントロールユニット及び C V T コントロールユニットの概念図である。

【図 3】

本発明によるベルト式無段変速機の制御を説明するフローチャートである。

【図 4】

プライマリプーリ及びセカンダリプーリの定常用（一定プーリ比保持時）の推力を計算するサブルーチンのフローチャートである。

【図 5】

プーリ比とプーリの推力との関係を示す推力マップである。

【図 6】

過渡用（プーリ比変更時）のプライマリプーリ及びセカンダリプーリの推力補正量を算出するサブルーチンのフローチャートである。

【図 7】

変速線図である。

【図 8】

プーリ比に対するプーリストロック速度倍率マップである。

【図 9】

プーリストロック速度に対するプーリ推力補正量を示すマップである。

【図 1 0】

踏み込みアップシフト及び足離しダウンシフトを行ったときのタイムチャートである。

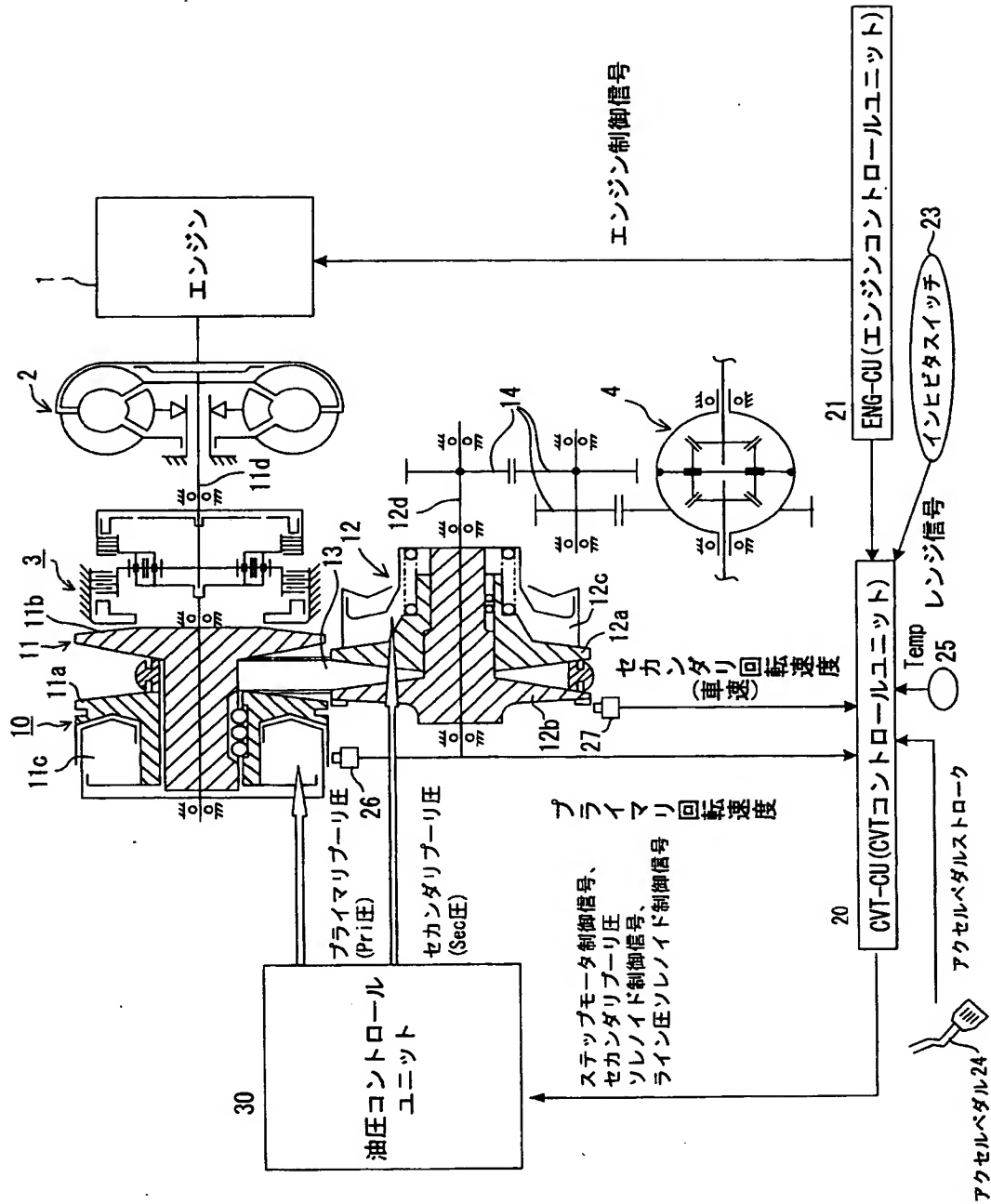
【符号の説明】

- 1 0 ベルト式無段変速機
- 1 1 プライマリプーリ
- 1 2 セカンダリプーリ
- 1 3 Vベルト
- 2 0 C V Tコントロールユニット
- 3 0 油圧コントロールユニット
- 3 1 レギュレータバルブ
- 3 2 変速制御弁
- 3 2 a スプール
- 3 3 減圧弁
- 3 4 油圧ポンプ
- 4 0 ステップモータ
- 5 0 サーボリンク

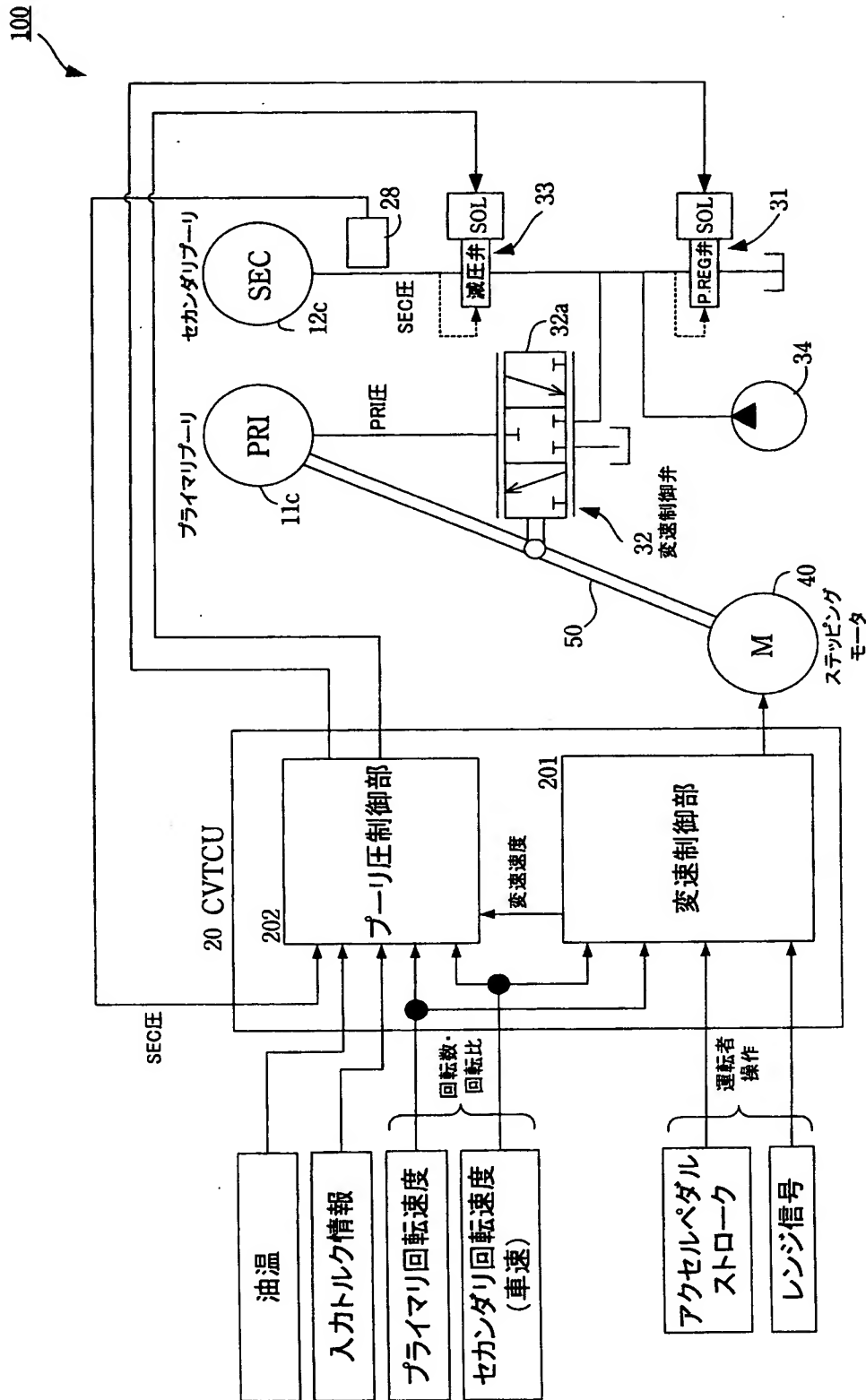
【書類名】

図面

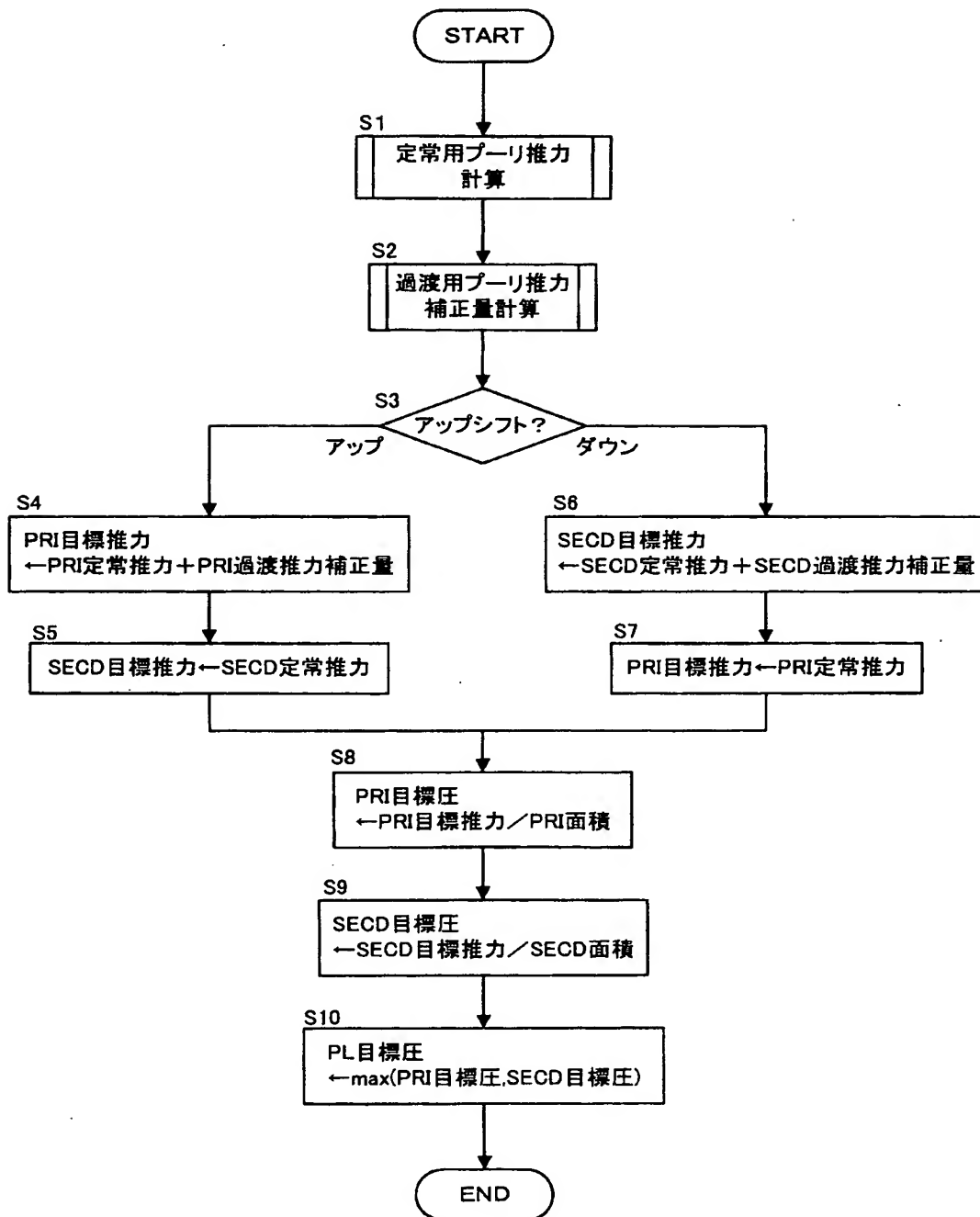
【図 1】



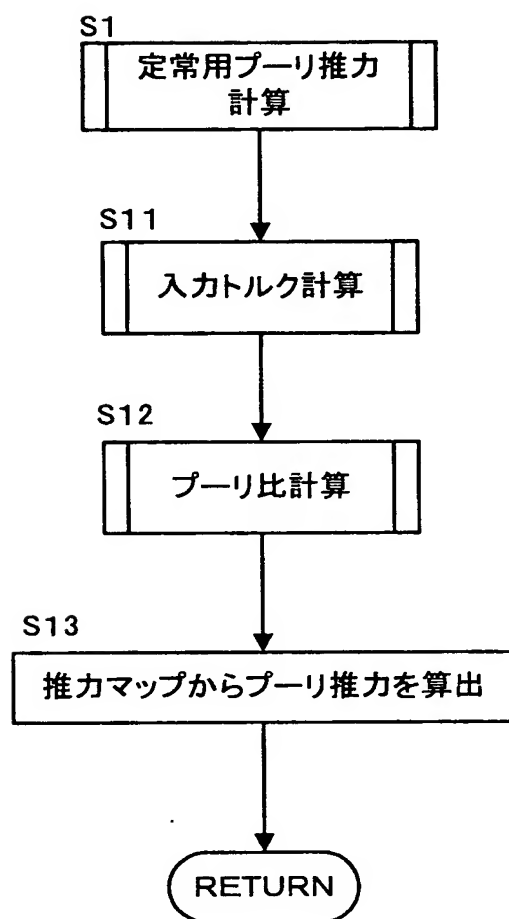
【図 2】



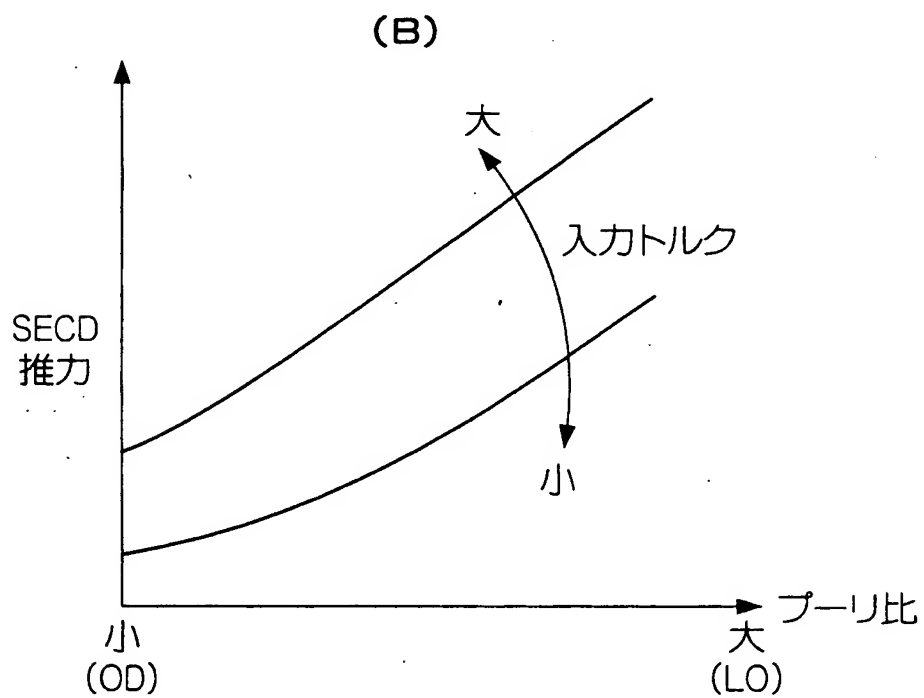
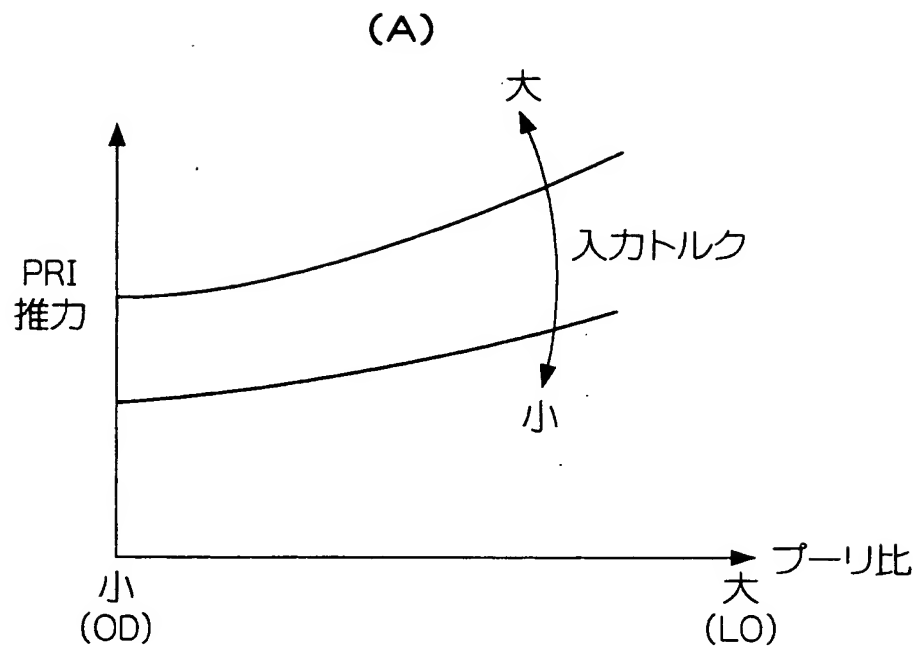
【図3】



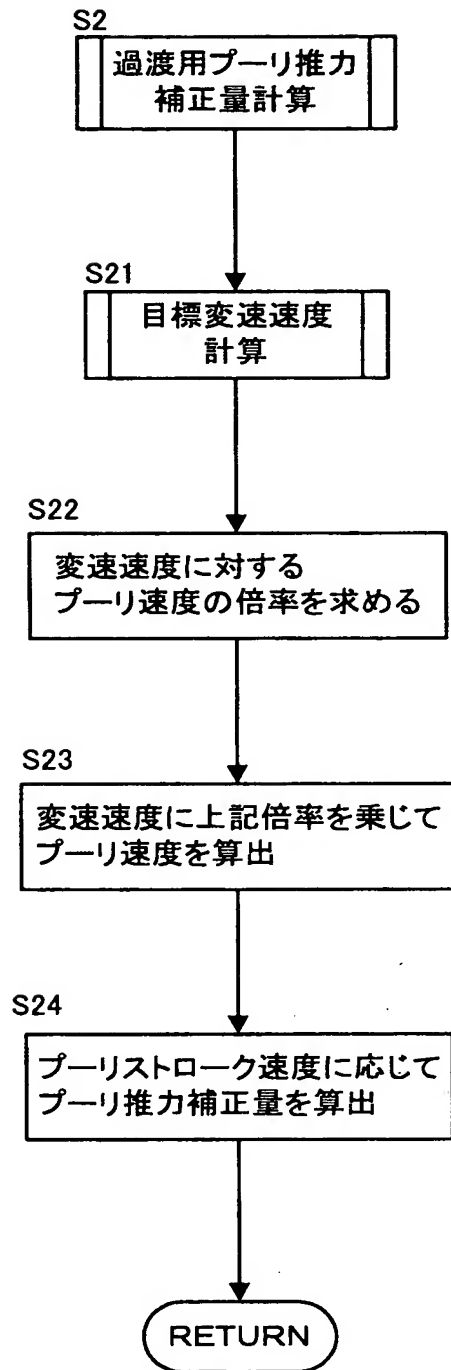
【図 4】



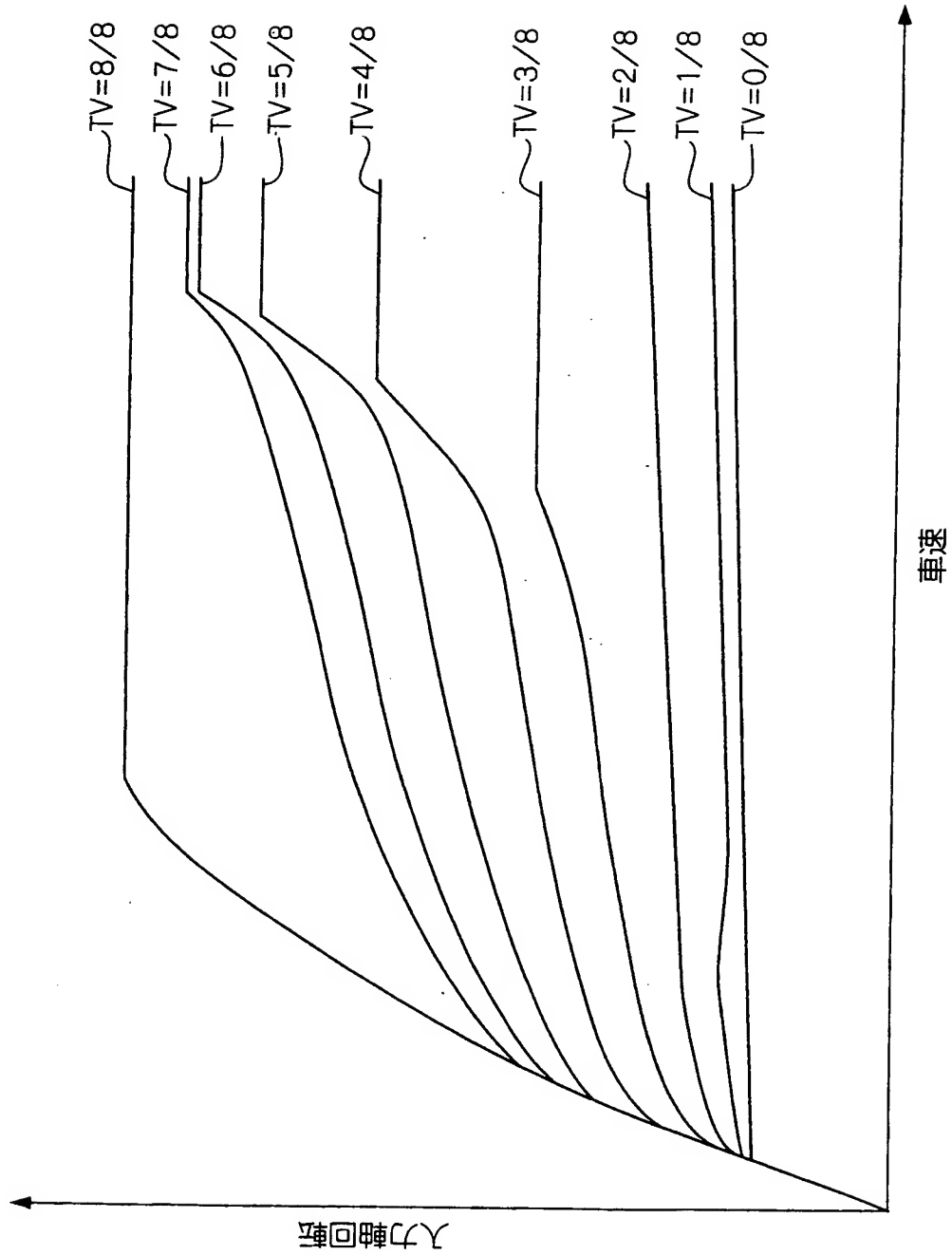
【図 5】



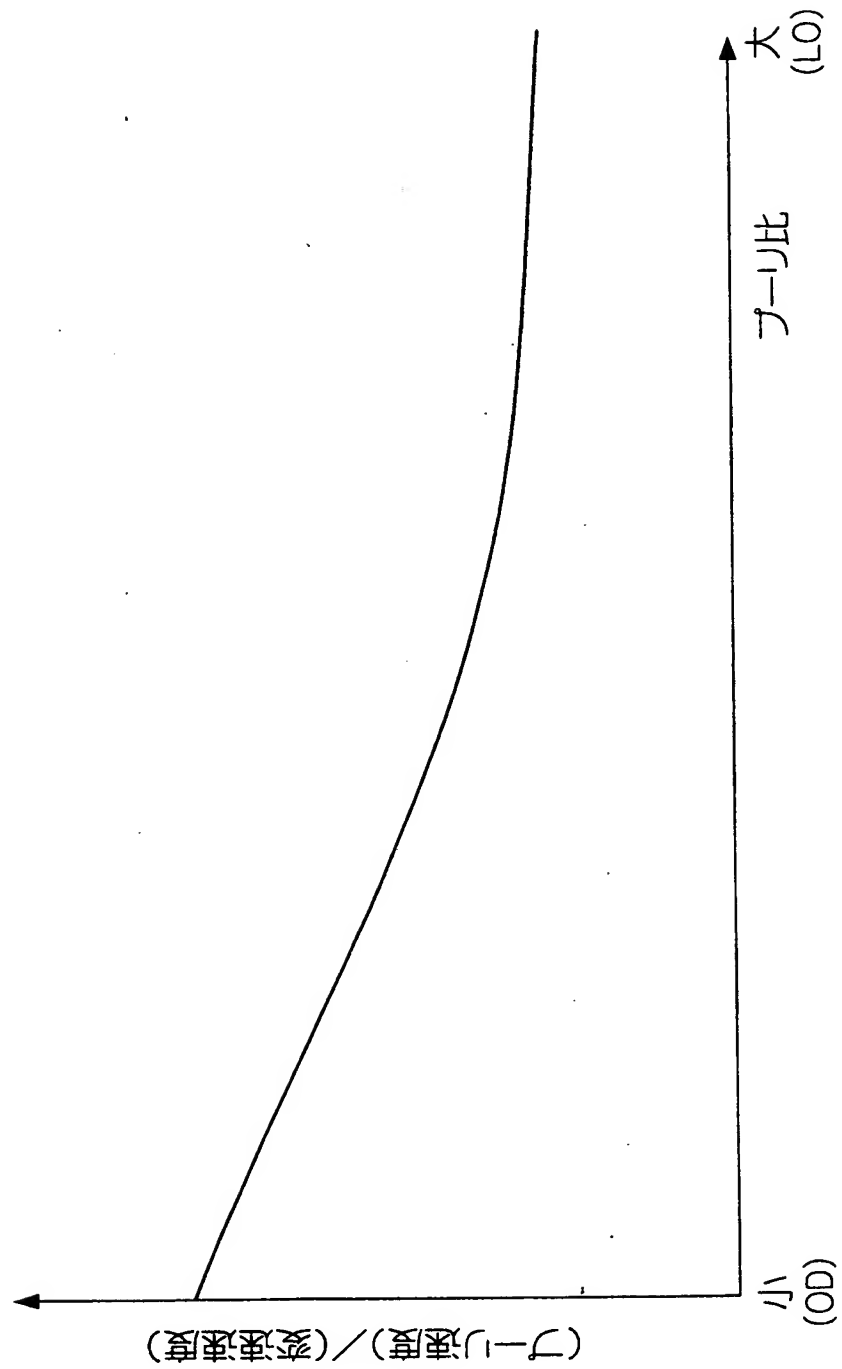
【図 6】



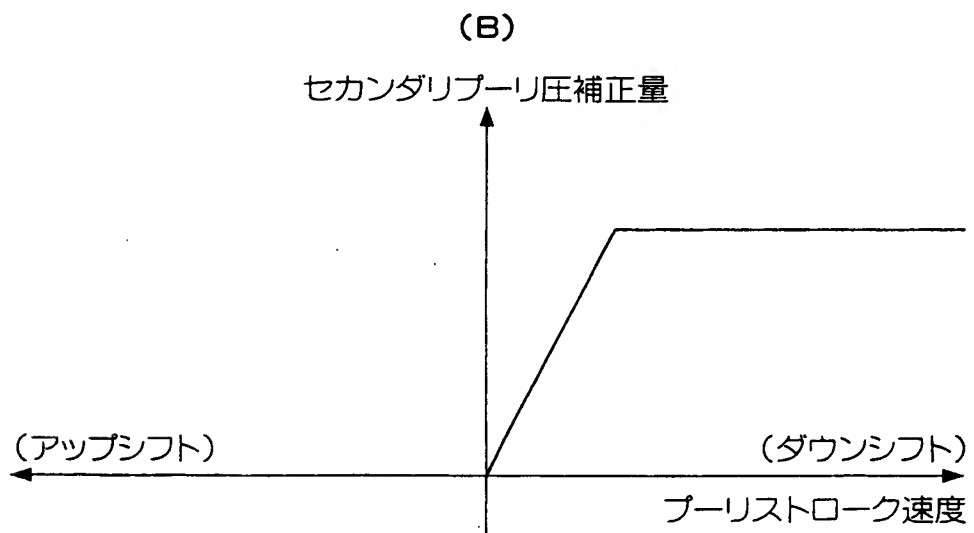
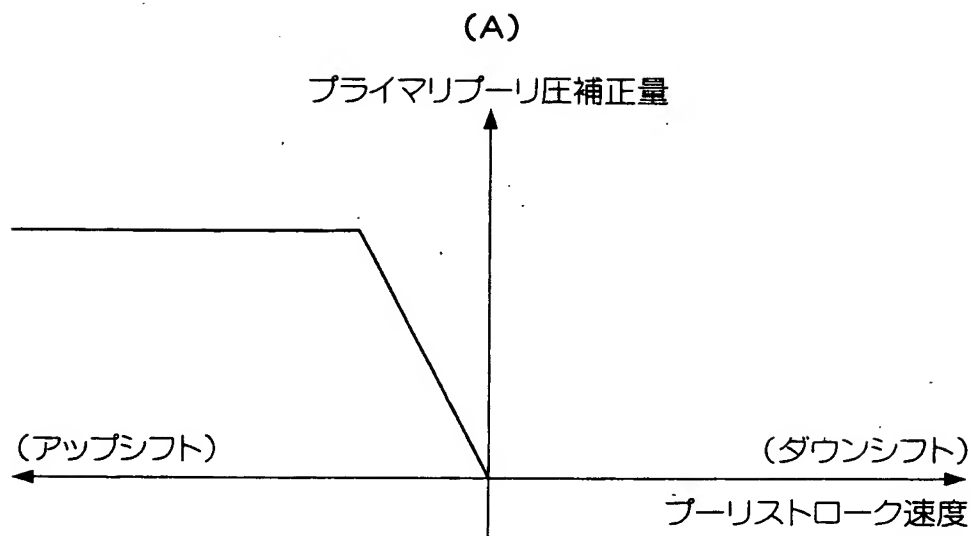
【図 7】



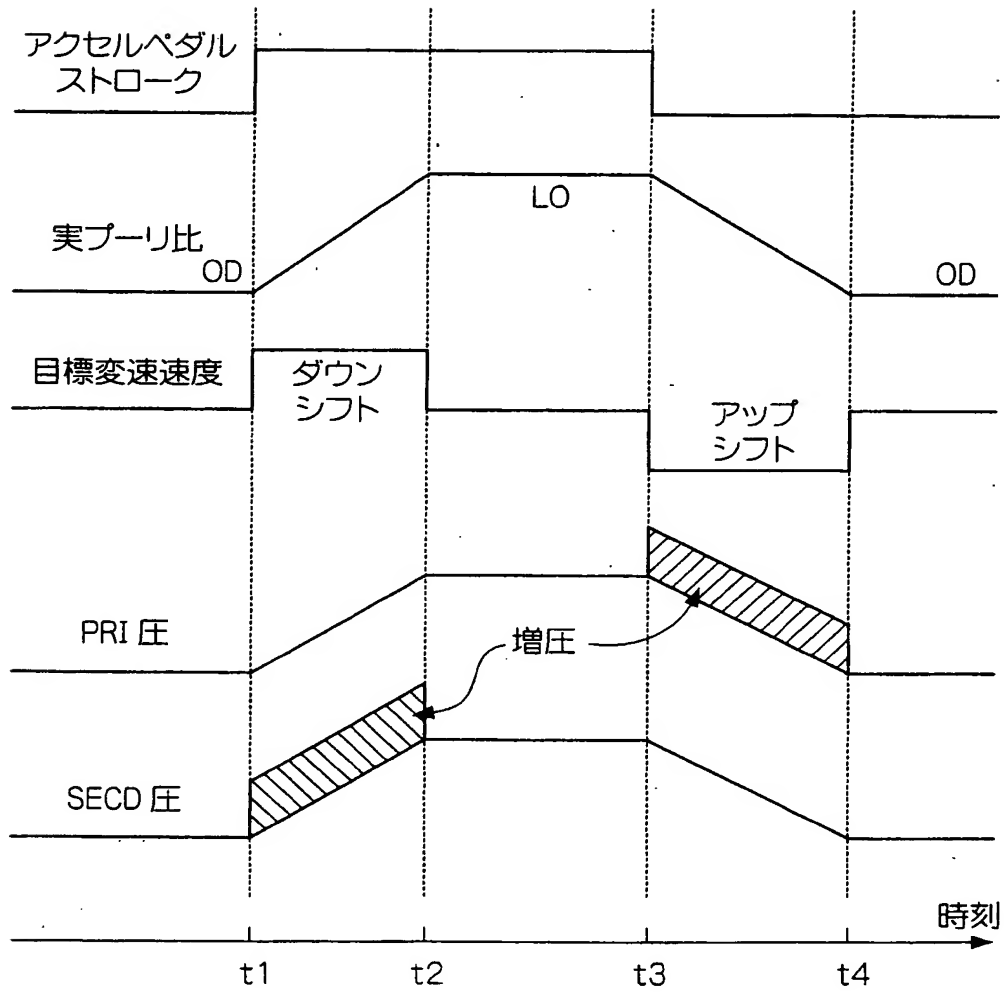
【図 8】



【図 9】



【図 1 0】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ベルトを滑らせることのないベルト式無段変速機を提供する。

【解決手段】 油圧に応じて溝幅が変化する入力側のプライマリプーリ 1 1 と、油圧に応じて溝幅が変化する出力側のセカンダリプーリ 1 2 と、プライマリプーリ 1 1 とセカンダリプーリ 1 2 とに巻き掛けられ、溝幅に応じてプーリ接触半径が変化するベルト 1 3 とを備えたベルト式無段変速機であって、変速比を小さくするとき（ステップ S 3）には、プライマリプーリの油圧をベルトのトルク容量と現在のプーリ比とを達成可能な定常油圧分に目標変速速度を達成可能な過渡油圧分を増圧した油圧とし（ステップ S 4）、セカンダリプーリの油圧を定常油圧とし（ステップ S 5）、変速比を大きくするとき（ステップ S 3）には、セカンダリプーリの油圧を定常油圧分に過渡油圧分を増圧した油圧とし（ステップ S 6）、プライマリプーリの油圧を定常油圧と（ステップ S 7）なるようにした。

【選択図】 図 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 2 3 1 3 5 0]

1. 変更年月日	2 0 0 2 年 4 月 1 日
[変更理由]	名称変更
住 所	静岡県富士市今泉 7 0 0 番地の 1
氏 名	ジャトコ株式会社